

# COMSOLを用いた伝送線路形超音波モータ用共振子の設計

## Design of Resonator for Ultrasonic Motor with Vibrational Transmission Line using COMSOL

田村 英樹 (東北工業大学)

Hideki Tamura (Tohoku Institute of Technology)

### 1. まえがき

細管内部や小さな開口部を通して内部の検査や修理の為に回転動力の導入を考えた際、先端部に小型のモータを用意する構造では得られる出力が十分でないことが予想される。減速機を必要としない超音波モータ (USM) は小型で高トルクが得やすい方式であるが、素子形状の小型化に伴う出力の低下を免れることは出来ない。そこで Fig.1 に示すように柔軟に曲げが可能な細線振動伝送路を用いて、外部にある比較的大型の振動子から屈曲振動を与えて、線路先端のロータを回転させる構造を検討している。

はじめに数値設計を行わずに試作した伝送線路型 USM ではかろうじて回転が得られ動作確認は出来たが、出力が弱いなど課題が多かった。そこで構造設計に COMSOL Multiphysics 4.1 を用いた。結果的に振動反射の影響によって励振部と振動伝送路各々の有する共振特性が結合する現象が確認され、これを回避する整合層構造を導入することでモード結合を回避して振動計の特性を向上させ、合わせてロータに回転力を伝える振動変換部や実用構造に近づけるためのロータ自己保持予圧構造の基礎解析を経て USM 性能と機構に改善を施した。本案件に関して基本設計と主要な課題解決に有用であった COMSOL の使用法を紹介する。

### 2. 基本構造

Figure 2 に初期構造を示す。アルミニウムの正方断面角柱の側面 4 面に圧電セラミックスを貼り付けて励振用の振動子とする。この振動ブロックの長手方向端面に細孔を穿ち、ここに直径 0.5mm、内径 0.3mm のステンレス製細径パイプを接着する。このパイプは容易に曲げることが出来る。その細径パイプの他端にロータを取り付けるが、初期の動作確認においてはロータ自重によりパイプ先端に載せる程度の簡易な構成であった。角柱振動子には Fig.3(a) の屈曲一次モード振動  $B_1$  mode と、これと直交する同形モードの  $B'_1$  mode を生じさせるように、その共振周波数で

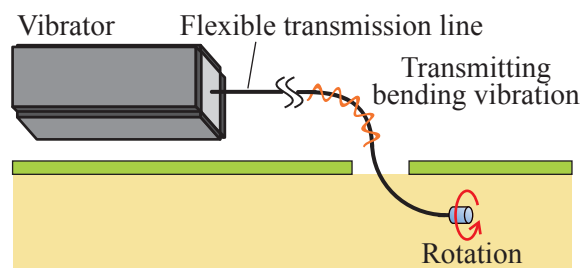


Fig.1 Ultrasonic motor to rotate in a restricted tight space driven by outer vibrator.

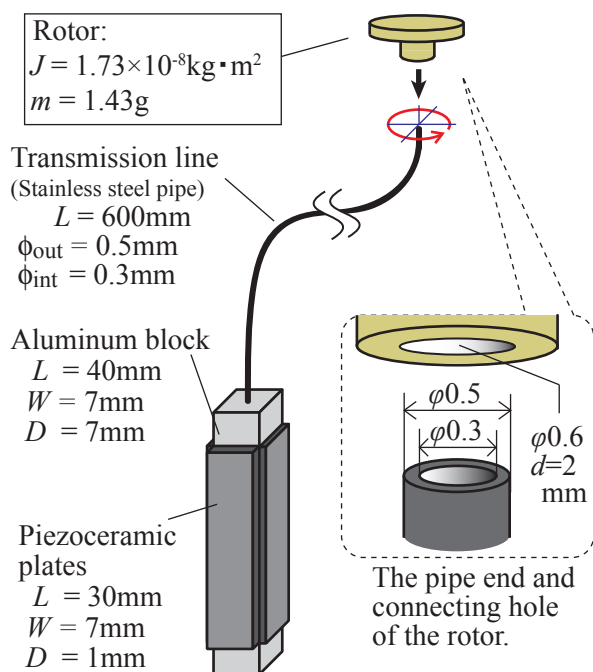


Fig.2 First trial construction of the USM.

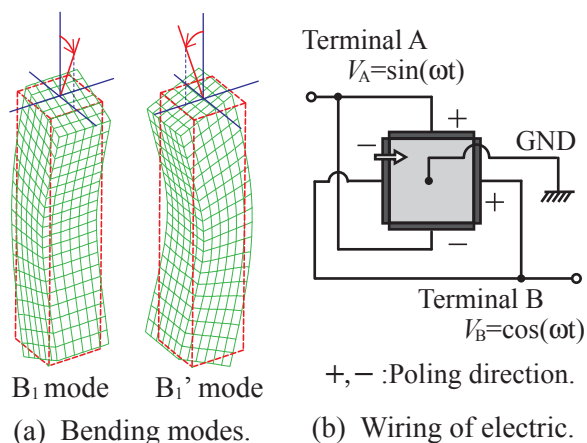


Fig.3 Resonant modes of bending vibration and the piezoelectric driving method.

励振する。加振のためのセラミックスの分極方向と電気端子は Fig.3(b) のように定めた。電気端子 A と端子 B はそれぞれ  $B_{1mode}$  と  $B'_{1mode}$  を独立に励振でき、ここで時間的な位相を 90 度ずらして励振することで回転モードが得られる。この振動は細径パイプ振動伝送路を伝わり、線路長方向を垂線とする平面内で回転運動する。結果的に線路先端のロータは線路から摩擦力を受けて、いわゆる「皿回し」状態となり回転する。

本構造は駆動電圧の位相差を +90 度と -90 度の切り替えによって回転方向を反転させることが出来る。試作検証によってモータの正転と反転動作が確認された。しかしながら回転力は弱く、改善の必要があった。

### 3. COMSOL による基礎解析

USM の設計において異形共振モードを組み合わせる場合には、個々の共振周波数を一致させるモード縮退の為に、通常は FEM を用いて適切な振動子設計を行う必要がある。本形式では Fig.3(a) に示したように同形縮退モードを利用しているため特別な設計は不要と思えたが、モータ出力向上を目指して、まずは角柱振動子に対する伝送線路長の最適化を検討した。ここで解析に用いた材料定数を Table I に示す。なお圧電セラミックスについては富士セラミックス社のハード系 PZT である C213 の定数を用いたが本稿では割愛する。

Figure 4 は細径パイプ振動伝送路のみに関して、その長さ  $L_T$  と共振周波数の解析結果である。高次モードはノードの数  $\#N$  によって識別している。なお後述のロータ駆動条件により、駆動端変位は並進方向に僅かである（モーメントで駆動される）ので端面境界は単純に固定としている。ここで Fig.4 中には角柱振動子の単体での共振周波数  $f_{0p}=24.36\text{kHz}$  の線が示されているが、この値と一致する線路長とモードを用いる、すなわち角柱振動子と伝送路の共振周波数を一致させることで大きな振動変位が得られると予想した。

角柱振動子と伝送線路を接続した後の共振周波数の解析結果を Fig.5 に示す。これは Fig.4 の結果と比較すると、#28 モードに角柱振動子単体時の振動特性が表れており  $L_T=196\text{mm}$  近傍では隣接モードが近接しつつも両モードは交差しない。これは典型的な結合モードの傾向である。このとき全体の定在波振動変位分布は Fig.6 のようになる。本来、角柱振動子から振動

Table I Material constants for analysis.

	Aluminum	Steel
Density(kg/m <sup>3</sup> )	2730	7850
Young's module(GPa)	69	205
Poisson's ratio	0.33	0.28
Mechanical $Q_m$	3000	3000

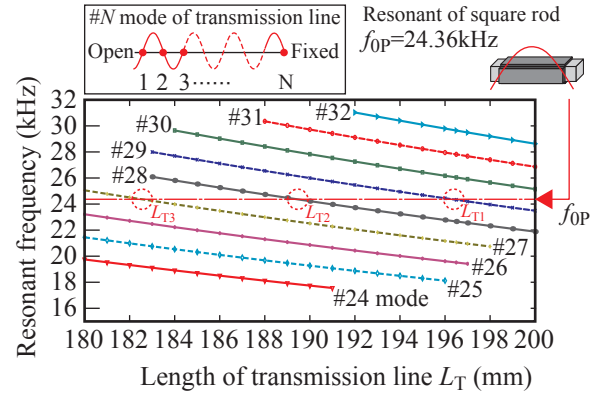


Fig.4 Resonant frequency of transmission line.

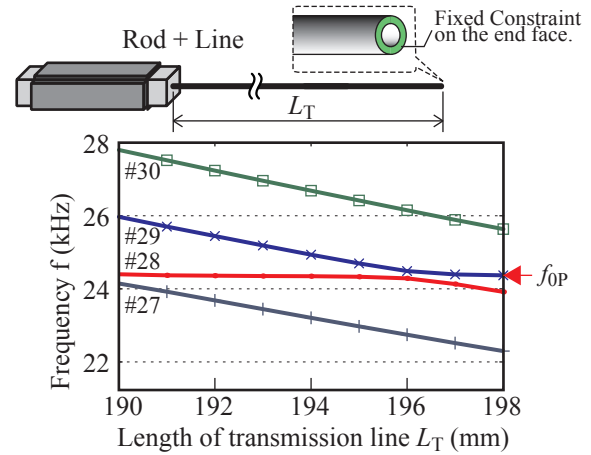


Fig.5 Analyzed results for resonant frequency of resonator connected with rod and trans.-line.



Fig.6 Vibration displacement of the resonator.

エネルギーが適切に伝送路に伝わっているとすれば、断面積の小さい伝送線路は角柱部の振幅よりもかなり大きな振幅を得ていなければならないので、この設計には不十分な点があると考えられる。ここで伝送路長  $L_T=196\text{mm}$  において駆動電圧 1V として周波数応答解析を行うと、伝送路の中間部付近において最大の振動振幅は Fig.7(a) に示すように角柱振動子単体共振周波数  $f_{0p}$  の近傍にて近接する二つの変位ピークが生じる。

試作評価の際にも同様の近接周波数特性が見られ、このような隣接モードを切り替えた際に

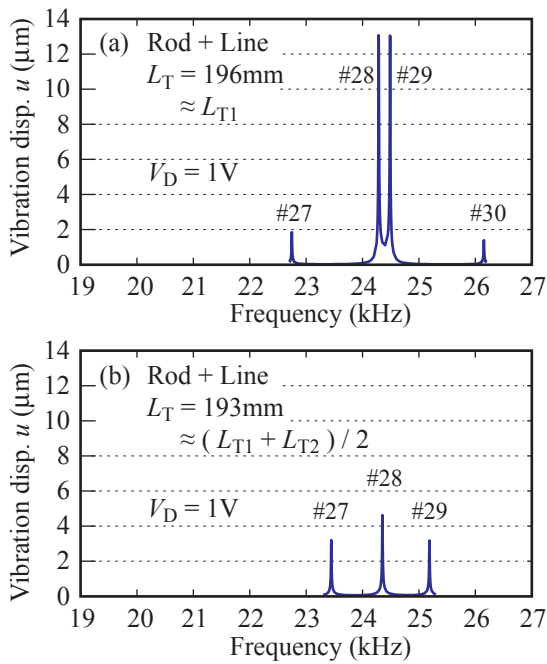


Fig.7 Analyzed results for frequency response of vibration displacement.

ロータの回転方向も逆転した。即ち、位相ロック等の駆動制御を行う際にモードジャンプに伴う反転などの回転不安定性を生じやすい。このようなモードジャンプを防ぐために隣接周波数の比較的大きい、例えば  $L_T = (L_{T1} + L_{T2}) / 2 \approx 193\text{mm}$  を用いると Fig.7(b) に示すように伝送路共振の中間で強制駆動となっている為、伝送路振動振幅は3分の1程度まで低下している。これはまた、素子作成時に伝送路長の誤差が大きな特性変動を生じる事も現している。以上のように単純に角柱振動子と振動伝送路を接続する構造では実用上扱い難い諸特性が生じる事が分かった。

#### 4. 特性改善の検討

前記課題の理由として Fig.8(a) に示すように角柱振動子と伝送路の特性インピーダンスが大きく異なり、接続点での機械的インピーダンスに大きな違いがある為に反射係数が高い為と考えられる。この場合、圧電的に励振された屈曲振動が伝送路に伝わりにくいほか、伝送路端で反射した成分も角柱振動子側に戻りづらく、従って全体としての振動系になっておらず各部位毎の共振特性が強くと表れる。

このため、Fig.8(b) に示すように接続点での機械的インピーダンスを一致させるように整合層となる連結構造の導入を試みた。これによって細線伝送路への振動伝播効率向上に加えて、各部位毎に定在波が閉じ込められて結合モードが生じるのを抑制する効果を見込む。

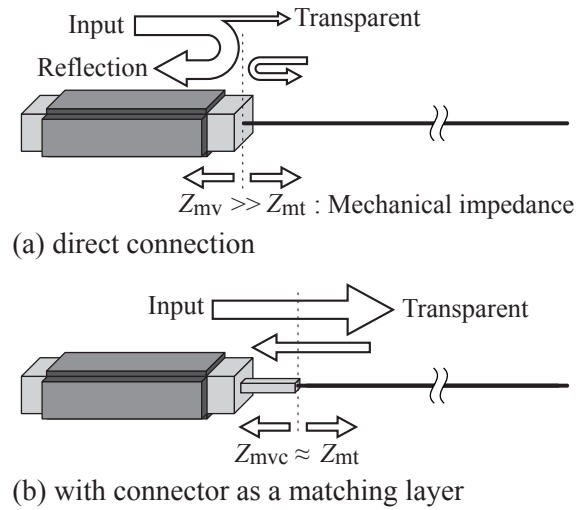


Fig.8 Power reflection at the connecting point.

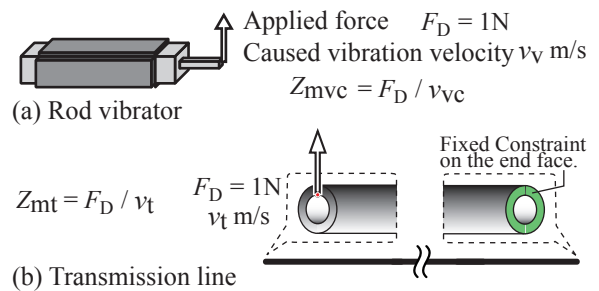


Fig.9 Analyzed method to obtain the mechanical impedances of the rod and transmission line on the connection ports.

機械的インピーダンスを求めるにあたり、今後ロータ側の形状など複雑な要因が入ったとしても確実に値を得るためにも FEM による手法が有効であると考えられる。このための解析方法は Fig.9 に示すように接続点において左右の部位を切り離し、それぞれの部位において接続点から奥側を見た機械的インピーダンスを求める。ここで接続点に力  $F_D$  を与えて機械的に励振する周波数応答解析から、その際に生じる駆動点の振動変位速度  $v$  を得る。この駆動力と振動変位速度から、機械的インピーダンスを  $Z_m = F_D / v$  によって求める。

はじめに伝送線路の機械的インピーダンス  $Z_{mt}$  を求めて目標値を定める。Fig.4 の共振周波数の交差条件である #29-mode の  $L_{T1}$ 、#28-mode の  $L_{T2}$  と #27-mode の  $L_{T3}$  において得られた  $Z_{mt}$  を Fig.10 に示す。このように条件によって  $Z_{mt}$  には若干の差異が生じる事から伝送路長が大きく異なる場合には再設計が必要と考えられる。ただし、Fig.10 の範囲程度であればそれほど大きな違いではない。

続いて角柱振動子の機械的インピーダンス  $Z_{mv}$  を求めた。角柱振動子単体での駆動点イン

ピーダンスは  $0.24\text{N}/(\text{m}/\text{s})$  であり、伝送線路の  $Z_{mt}$  とは 100 倍程度の違いであった。ここで、Fig.11 中に示すように幅  $W_c$ 、長さ  $L_c$  の連結構造を導入し、その先端から  $Z_{mvc}$  を求めた結果を Fig.11 にまとめた。ここで先に求めた伝送線路の  $Z_{mt}$  を目標値として示している。連結構造の幅  $W_c = 3\text{mm}$  の場合には  $L_c$  を変えていっても  $Z_{mvc}$  は目標値  $Z_{mt}$  に到達しなかった。これに対して  $W_c = 1, 2\text{mm}$  では  $Z_{mvc} = Z_{mt}$  となる  $L_c$  が存在した。

以上の結果からは複数の整合条件が存在するように見えるが、合わせて Fig.12 に示すように連結構造を伝送線路側にして切り離し点を変えた場合も  $Z_{mv} = Z_{mtc}$  の整合条件が成立することが必要である。この条件だけを満たす連結寸法も複数存在するが、Fig.11 と Fig.12 の双方の条件を満たすのは、Fig.13 に示すようにそれぞれの交差点となる寸法ただ一つとなる。

### 5. 整合連結構造を用いた振動子の特性

上記の結果を基に、ただし試作時の精度を考えるとあまり細かな値を採用しても実現困難であるので、以降は  $W_c = 2, L_c = 7.5\text{mm}$  の連結構造をおおよそ整合の取れる寸法であるとして考える。連結構造を用いた振動系全体について伝送路長を変えたときの共振周波数の解析結果を Fig.14 に示す。ここでも伝送路先端は変位拘束とした。結果より明らかに角柱振動子単体の特性は現れず、Fig.4 の単純線路に類似の特性となった。

この際の伝送路振動振幅について Fig.5 と対比するよう、駆動電圧を  $1\text{V}$  とした周波数応答解析の結果を Fig.15 に示した。Fig.15(a) の #29-mode が、励振角柱と伝送路双方の共振周波数を一致させるように目標としていた設計条件である。隣接するモードの振動振幅も大きく現れており、かつその周波数間隔には余裕がある。また、角柱振動子の共振周波数と伝送路共振が離れた条件として Fig.15(b) を見ると、しかしながら #28-mode を中心にして十分な振幅が得られている。従って、伝送路長の製作時のばらつき等があった場合でも極端な振幅低下を生じず使用出来る可能性が高い。

ここで振動子全体の振動変位分布を Fig.16 に示す。一方は連結構造のない場合であり、Fig.7 (b) の #28-mode である。これは伝送路単体共振の間を角柱振動子単体共振で強制駆動している状態である。このために角柱振動子の振幅

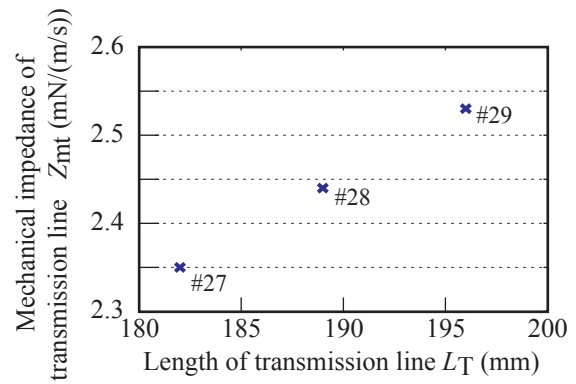


Fig.10 Mechanical impedance of the transmission line.

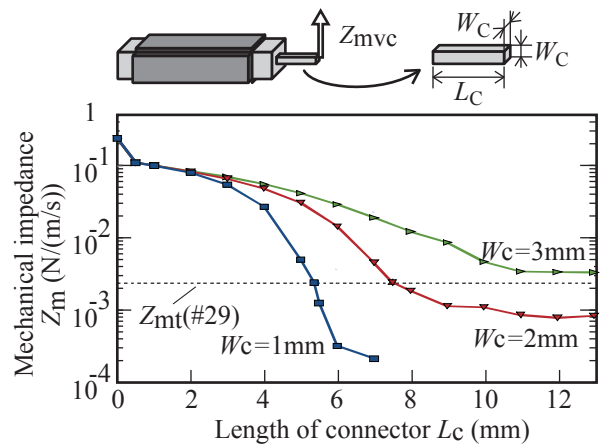


Fig.11 Mechanical impedance of the square rod with connector.

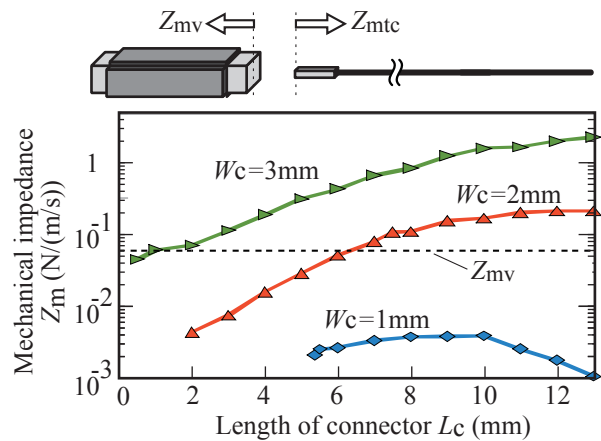


Fig.12 Mechanical impedance of the transmission line with connector.

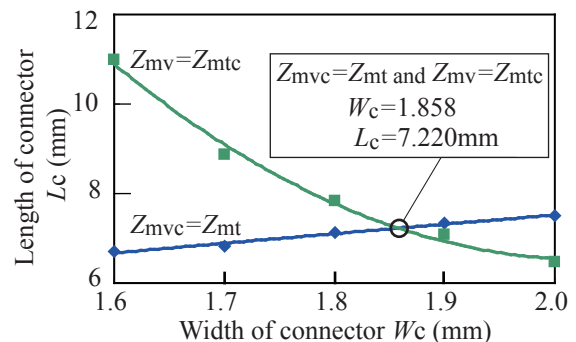


Fig.13 Dimensions of connector decided by the total impedance matching.

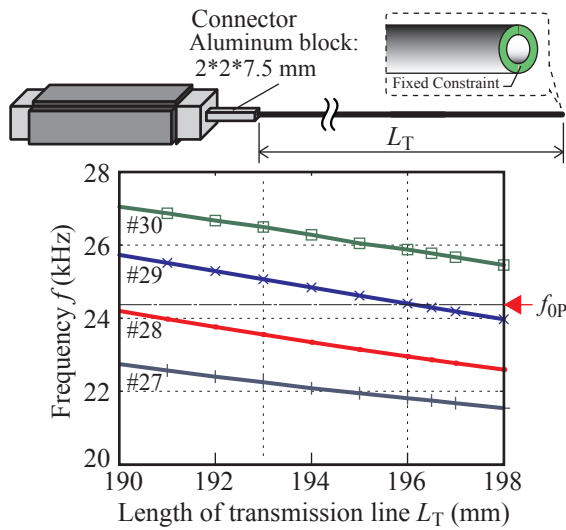


Fig.14 Analyzed results for resonant frequency of resonator connected with rod, connector and transmission line.

に対して素子断面積が大きく違うにもかかわらず振動振幅が同等であり、すなわち振動エネルギーの大部分が角柱振動子に存在する状態である。他方は整合条件を満たすような連結構造を備えた Fig.15(a) の #29-mode であり、角柱振動子の振幅は相対的に非常に小さく、伝送線路側に効果的に振動が伝達していると考えられる。

以上のように、接続点での機械的インピーダンスを整合させるように設計された連結構造を用いた振動系により、部位個別の振動特性が抑えられて系全体の振動特性が得られる。

## 6. ロータ回転部の構造検討

以上までの検討により、細線パイプ振動伝送路に効果的に振動を伝達させる設計が可能となった。次に重要な課題として、実際に使用される場所にロータ部を導入する為には細線伝送路の先端にロータを自己保持しておく構造が必要である。また超音波モータは摩擦力を働かせるためにあらかじめロータと振動部を予圧しておく必要がある。

そこでロータ部の基本構造として、Fig.17(a) に示すようにロータのシャフトを先端に設け、このシャフトを保持し、同時に細線伝送路の振動からロータを摩擦駆動する為の基台構造を検討した。

シャフト部にはまたロータを予圧する為にスプリングを抑える機構も必要である。この際、シャフトが大きく振れる設計ならば、シャフト部の振動を抑えることで、振動系全体の振動も低減させてしまう。従ってシャフトの振動は小さく抑え、他方でロータの接触部は大きな変位出力が得られるような相反する要求を満たす基台が必要である。

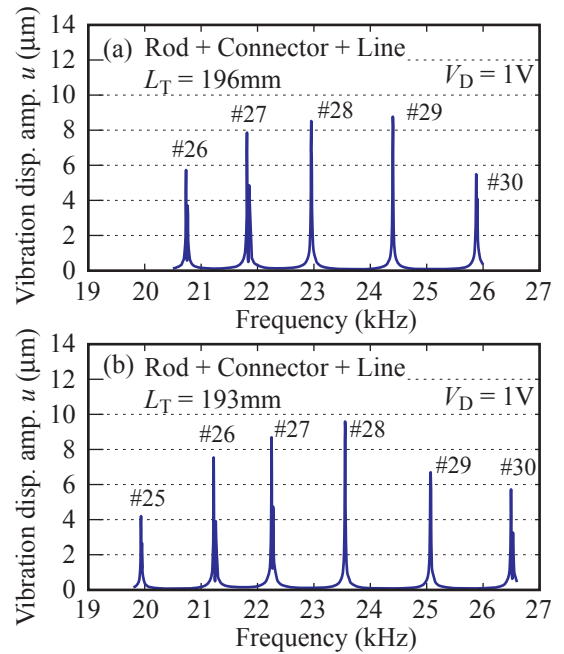


Fig.15 Analyzed results for frequency response of vibration displacement of the improved resonator.

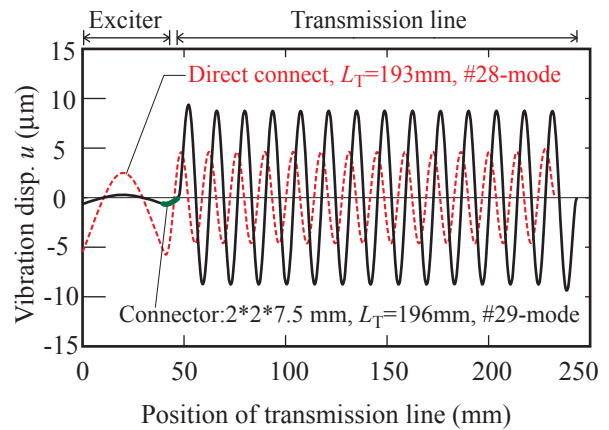


Fig.16 Comparing vibrational displacement distributions between the direct and improved connected resonators.

この設計については特に細線からの振動を効果的に変換する為の検討が不十分であるが、現時点では Fig.17(b) に示す構造にて試作検討を行っている。この構造はシャフトを基台内側にある変位の小さな点（ノード付近）に取り付けるように取り付け穴を僅かにシャフトよりも太くする。この空隙の効果により Fig.18 の解析結果に示されるようにシャフトの変位を低減することが出来る。

また、具体的な先端構造を Fig.19 に示す。シャフトの先端にねじ構造を設けてスプリングを押し込んでロータを予圧している。

これら整合構造並びにロータ保持構造を備えた超音波モータを試作評価したところ、実際にロータの正転と逆転の動作が確認された。以後、詳細な実験を行う。

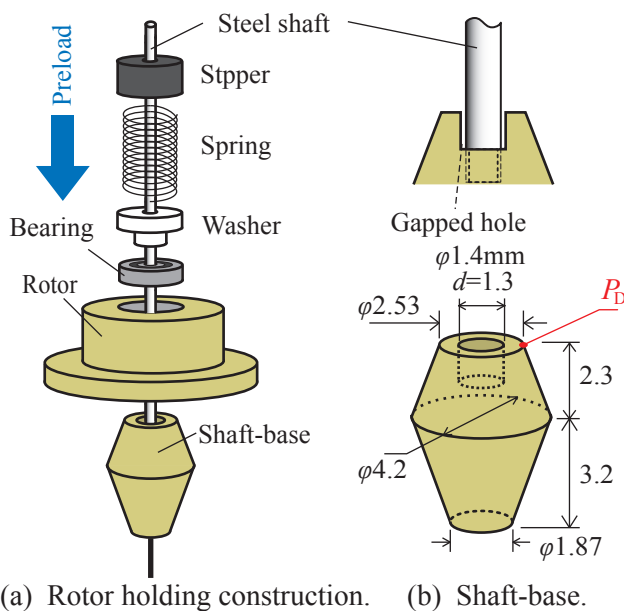


Fig.17 Rotor holding construction using a shaft-base with gapped hole and a preload mechanism.

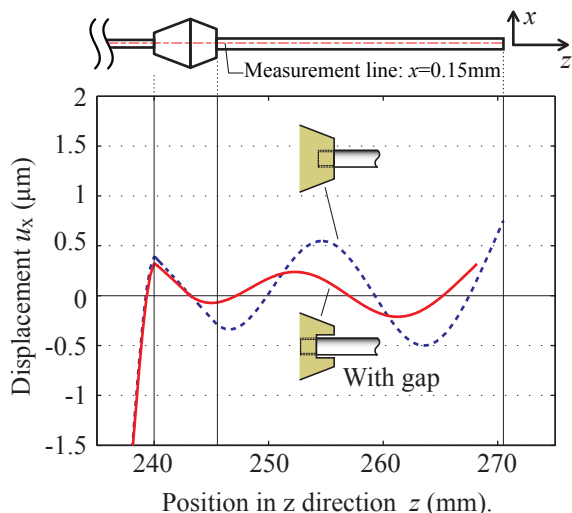


Fig.18 Analyzed result of bending displacement of the shaft and base-construction.

## 7. まとめ

細狭部への動力導入を指向した細線振動伝送路型の超音波モータ設計事例を示した。振動励振部から細線への振動伝達効率を向上させるための整合層を設計するにあたり、構造接続点で切り離して各々の機械的インピーダンスをCOMSOLを用いて解析する手法を用いた。実際の設計構造を直接用いるため、複雑な形状や今後ロータ部の具体的な構造が追加された場合であっても同一の手法を用いることができる。

整合層の形状を決定するには、整合層の前後で切り離し、それぞれの機械的インピーダンスが一致する条件を連立させて一つの解が得られた。結果的に初期構造で問題となっていた伝送

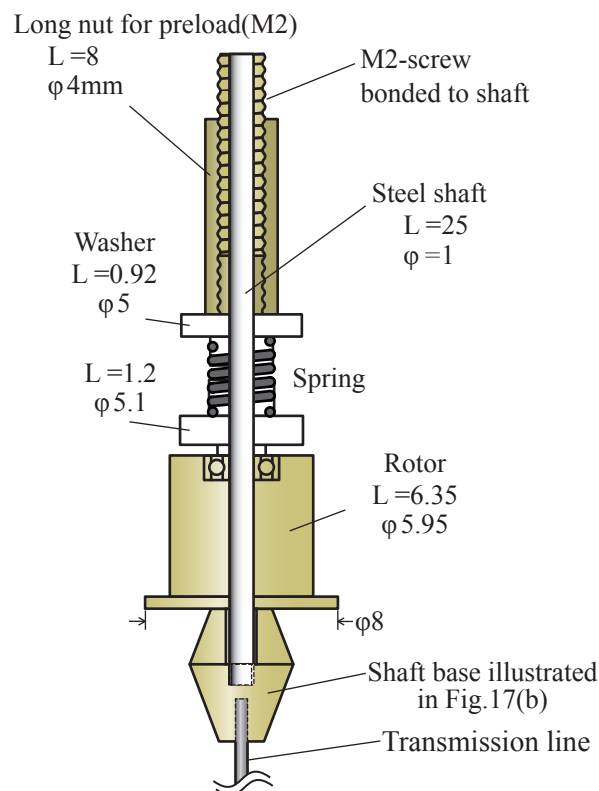


Fig.19 Trial construction to preload and to apply friction force for the rotor.

路部での振幅増大が得られた他、実用上厄介なモード結合が回避出来ることが明らかとなった。

更に実用上はロータ部に関する構造設計が重要であり、この点については今後の検討課題であるが、参考まで現時点での構造例を示した。

## 参考文献

- (1) 平野、田村、高野、青柳:「細径パイプ伝送路の両端に矩形振動子とロータを配置した超音波モータの試作」,日本音響学会2010年秋季大会講演論文集, pp.1235-1236.
- (2) 平野、田村、高野、青柳:「ロータ保持ならびに駆動力伝達のための伝送路先端構造について-細径パイプ屈曲振動伝送路形モータ(2)-」,日本音響学会2011年春季大会講演論文集, pp.1473-1476.
- (3) 田村、平野、高野、青柳:「細線振動伝送路の励振効率を高めるための連結構造について-細径パイプ屈曲振動伝送路形モータ(3)-」,日本音響学会2011年秋季大会講演論文集, pp.1327-1330.